

크레인 구동부의 Lateral Motion에 관한 연구

이형우*(부산대 대학원 지능기계공학과), 이성섭(부산대 대학원 지능기계공학과)
 박찬훈(한국기계연구원 자동화연구부), 박경택(한국기계연구원 자동화연구부)
 이만형(부산대 기계공학부)

The Study on Lateral Motion of Crane Driving Mechanism

H. W. Lee(Mech. Eng. Dept., PNU), S. S. Lee(Mech. Eng. Dept., PNU),
 C. H. Park(Auto. Dept., KIMM), K. T. Park(Auto. Dept., KIMM), M. H. Lee(Mech. Eng. Dept., PNU)

ABSTRACT

This paper studied on the lateral motion of the gantry crane which is used for the automated container terminal. Though several problems are occurred in driving of gantry crane, they are solved by the motion by the operator. But, if the gantry crane is unmanned, it is automatically controlled without any human operation. Especially, the collision between wheel-flange and rail is a very critical problem in driving of unmanned gantry crane. To bring a solution to these problems, the lateral and yaw dynamic equations of the driving mechanism of gantry crane are derived. And this study used PD(Proportional-Derivative) Controller to control the lateral displacement and the yaw angle. The simulation result of the driving mechanism using the Runge-Kutta method is presented in this paper.

Key Words : Gantry Crane, Driving Mechanism, PD Controller, Runge-Kutta Method

1. 서론

최근 국제적 교역량이 증가함에 따라 화물 물동량도 증가 일로에 있어 이에 따른 여러 가지 문제점이 대두되고 있다. 물류비용이 제품에 반영되기 때문에 물류 시스템은 산업의 국제 경쟁력에 있어서 중요한 요인으로 작용하고 있다. 이러한 이유로 국내적으로 컨테이너 터미널 개발을 계획하고 있다. 항만개발에 적용되는 기술적 수준을 구분해 보면 수동화, 반자동화, 자동화, 무인화 등으로 나눌 수 있다. 현재로서는 자동화 컨테이너 터미널에 대한 비용이나 채산성 등의 경제적 측면에 대한 여러 가지 연구결과가 나오고 있지만 아직도 명확하지 못한 부분이 많이 남아 있다. 네덜란드 로테르담(Rotterdam)의 ECT 터미널, 일본의 카와사키 터미널, 영국의 템즈 터미널 등이 자동화, 반자동화를 하고 있는 대표적인 사례이다⁷⁾.

오늘날의 하역 크레인의 자동화는 경제성 추구, 숙련자 부족, 고령화 대책, 작업환경 조건의 개선 및 향상, 인간의 대체, 하역 서비스의 향상 등에 그 목

적을 두고 있다. 이러한 하역 크레인의 자동화의 최종 목적은 무인화다.

본 연구는 터미널 무인자동화 중에서 갠트리 크레인의 자동운행에 관련된 것이다. 일반적으로 레일 위에서 구동하는 휠의 종류는 크게 플랫(Flat)형과 콘(Cone)형, 두 가지로 나뉜다. 콘형은 휠의 담면구배에 의해 횡방향으로 레일을 벗어나지 않으려 하는 사인(Sine)파형 구동을 보이지만 그만큼 횡진동을 유발한다. 그러므로, 일반적으로 현장에서는 구동휠로 플랫형을 사용하고 있다. 하지만, 플랫형은 콘형에서 발생하지 않는 휠의 플랜지와 레일간의 충돌현상이나 끼임현상이 발생한다. 현재, 구동시 발생하는 수동 크레인의 끼임현상을 막기 위하여 크레인이 레일에 끼이기 전에 운행실에 설치해 놓은 램프에 신호가 들어오면 운행자가 크레인에 적절한 입력(끼임이 일어나는 반대쪽 휠의 구동장치를 가동시켜 다시 평행상태를 이룸)을 가하여 끼임현상을 보상한다. 현장 크레인의 Anti-Skew 동작은 전적으로 운전자의 판단에 의해 수행된다. 크레인의 이러한 문제점은 크레인의 고속화, 무인화에 가장 큰 걸림돌이 된다. 따라



Fig. 1 Shape of flat wheel and rail in gantry crane

서, 크레인의 고속화, 무인화를 위해 우선 두 가지 형태의 구동 휠의 장단점을 파악한 다음 크레인이 구동할 때 발생하는 문제를 억제하는 방법에 대해 연구한다.

본 논문에서는 두 가지 휠 형태 중 플랫폼형 크레인의 구동에 관하여 연구하였다. 콘형의 운동방정식을 참조하여 플랫폼형 휠을 가진 크레인의 운동방정식을 구한 다음, 크레인의 속도에 따른 갠트리 크레인의 횡방향 운동(Lateral Motion)과 회전방향 운동(Yaw Motion)의 현상을 알아본다. 시뮬레이션은 변수와 계수값들을 현재 구현하고자 하는 크레인의 실제값을 바탕으로 시행하여서 결과는 보다 현실적이다. 시뮬레이션은 룬지-쿠타(Runge-Kutta)기법⁹을 이용하였다. 제어기로는 PD(Proportional-Derivative) 제어를 사용하였는데, 본 논문에서는 제어보다는 거동 특성에 관점을 두고 연구하였으므로 단지 제어되는 현상만 보기로 하며, 이 분야에 대해서는 앞으로 계속 연구한다.

2. 운동방정식

Fig. 1은 본 논문에서 연구하고자 하는 크레인의 휠과 레일의 형태이다. 크레인의 Lateral Motion이나 Yaw Motion은 여러 외란(바람, 마찰력, 구동모터의 비동기 등)에 의해 발생한다. 본 논문에서는 이 외란들 중에서 마찰력에 관점을 두고 연구한다.

2.1 크립(Creep)이론의 적용

크립력은 휠과 레일 사이의 상대 속도차에 의해 발생하는 힘으로써 일종의 마찰력이다. 따라서, 이러한 힘들의 크기는 수직 하중의 크기를 넘어설 수 없다. 그래서, 크립은 수직 하중에 의해 제한되어 지면서 휠과 레일의 상대 속도 함수가 된다. 크립력은 크립 계수에 크립(Creepage)를 곱한 값으로 정

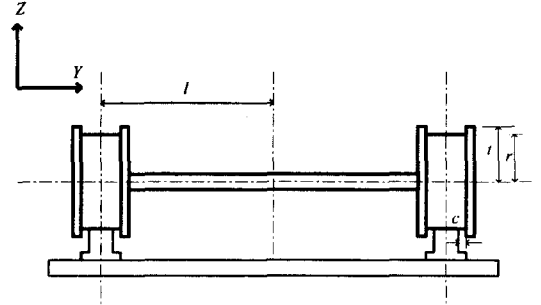


Fig. 2 Front-view of Wheelset

의된다. 크립(Creepage)은 레일과 휠의 상대 속도로 정의된다. 이상적으로 차량은 레일의 속도와 일치한다고 가정하며, 레일에 굴곡이 존재한다는지의 외란이 존재하면 레일과 휠의 상대 속도가 존재하게 되는데, 크립이론에 의해 힘을 상대속도가 생기지 않는 방향으로 작용하게 하며 그 특성은 일반적으로 식 (1)의 크립지수로 나타낸다⁶.

$$C = \frac{V_W - V_R}{V} \quad (1)$$

여기서, C 는 크립지수이고, V_W 는 휠의 속도이고, V_R 는 레일의 속도, V 는 휠셋의 속도이다. 크립력은 다음과 같다.

$$F_c = f * C \quad (2)$$

여기서, F_c 는 크립력, f 는 크립지수 계수이다.

2.2 횡방향 운동방정식(Lateral Motion)

Fig. 2는 휠셋의 정면도이다. 여기서, l 은 크레인이 어느 한쪽으로도 치우치지 않았을 때의 크레인의 중심에서 휠과 레일의 접촉점까지의 거리를 나타낸다. c 는 구동 휠의 좌우 구동여유로써 실제로 구현하고자 하는 수치는 12.7 mm 이다. 아래의 Fig. 3은 휠셋과 레일에 있어서 횡방향으로 영향을 주는 요소들을 나타낸 것이다. Fig. 3에서 b 는 휠플랜지와 레일이 부딪히는 지점으로써 다음과 같이 구해진다.

$$b = \sqrt{l^2 - r^2} \quad (3)$$

여기서, l 는 휠플랜지의 반경, r 은 휠의 반경을 나타낸다.

뉴턴의 제 2법칙(Newton's 2nd Law)에 의해 횡

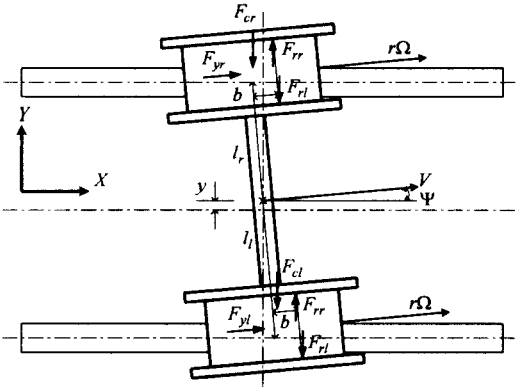


Fig. 3 Wheelset's freebody diagram on lateral direction

방향 운동방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{y} = 2F_{rr} - 2F_{rl} - 2F_c + (F_{yr} + F_{yl})\sin\Psi \quad (4)$$

여기서, m 은 크레인의 질량을 나타내고, y 는 횡방향 변위, Ψ 는 크레인의 회전각을 나타낸다. 그리고, F_{rr} 은 좌측 휠플랜지가 레일과 부딪혀서 휠플랜지에 충격적으로 가해지는 힘을 나타내고, F_{rl} 은 우측 휠플랜지에서 일어나는 충격힘을 나타낸다. F_c 는 양쪽 휠에 작용하는 크립력을 나타낸다. F_{yl} 과 F_{yr} 은 좌, 우측의 휠에 부착되어 있는 모터에서 발생하는 일종의 제어힘이다. 식 (1)과 (2)에 의해 횡방향 크리피지와 크립력은 다음과 같다.

$$C = \frac{\dot{y} - r\Omega\sin\Psi}{V} \quad (5)$$

$$F_c = f_{22} * \left(\frac{\dot{y} - r\Omega\sin\Psi}{V} \right)$$

여기서, f_{22} 는 횡방향 크립계수, r 은 휠 반경, Ω 은 휠의 회전 각속도, $r\Omega$ 은 휠의 진행방향 속도인데, 본 논문에서는 휠셋의 속도와 휠의 속도가 같다고 가정하므로 $V = r\Omega$ 이다. Ψ 가 매우 작다고 가정하면 $\sin\Psi \approx \Psi$ 이고, 식 (5)를 식 (4)에 대입하면 횡방향 운동방정식은 다음과 같다^{1,2,3}.

$$\ddot{y} = -\frac{2f_{22}}{mV}\dot{y} + \left(\frac{2f_{22}}{m} + \frac{(F_{yr} + F_{yl})}{m} \right)\Psi + \frac{2F_{rr} - 2F_{rl}}{m} \quad (6)$$

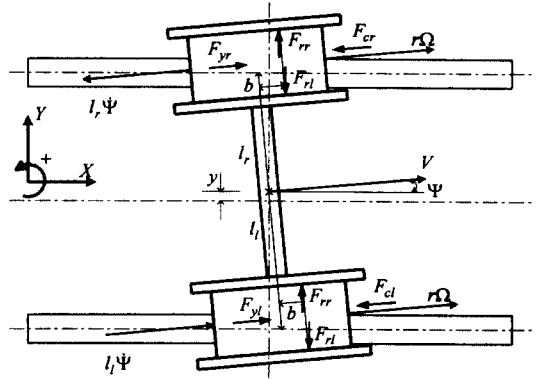


Fig. 4 Wheelset's freebody diagram on yaw direction

2.3 회전방향 운동방정식(Yaw Motion)

Fig. 4는 휠셋과 레일에 있어서 회전에 영향을 주는 요소를 나타낸 것이다. 회전방향 운동방정식은 다음과 같다.

$$I\ddot{\Psi} = l_l F_{yl} - l_r F_{yr} - T_c + b(F_{rr} - F_{rl}) \quad (7)$$

여기서, I 는 질량관성모멘트, T_c 는 크립력에 의해 발생하는 토크이고 다음과 같이 구해진다.

$$T_c = -(F_{cr} \times l_r) + (F_{cl} \times l_l) \quad (8)$$

여기서, l_r 은 휠셋의 중심에서 우측 휠과 레일의 접촉점까지의 거리로써 $l_r = l - y$ 이고, l_l 은 좌측 휠과 레일의 접촉점까지의 거리로써 $l_l = l + y$ 이다. 좌우 크리피지는 다음과 같다.

$$C_r = \frac{V - l_r\Psi - r\Omega}{V} = -\frac{l_r\Psi}{V} \quad (9)$$

$$C_l = \frac{V + l_l\Psi - r\Omega}{V} = \frac{l_l\Psi}{V}$$

F_{cl} 과 F_{cr} 은 좌, 우측 회전방향 크립력으로써 식 (2)와 (9)에 의해 다음과 같이 나타내어진다.

$$F_{cr} = f_{11} \times C_r = -f_{11} \cdot \frac{l_r\Psi}{V} \quad (10)$$

$$F_{cl} = f_{11} \times C_l = f_{11} \cdot \frac{l_l\Psi}{V}$$

여기서, f_{11} 은 종방향 크립계수를 나타낸다. 식

(8)~(10)을 정리하여 대입하면 식 (7)의 회전방향 운동방정식은 다음과 같다^{4,5,8}.

$$\ddot{\psi} = -\frac{2f_{22}(l^2 + y^2)}{IV} \dot{\psi} + \frac{b(F_{rr} - F_{yl})}{I} + \frac{(l+y)}{I} F_{yl} - \frac{(l-y)}{I} F_{yr} \quad (11)$$

3. 시뮬레이션

Table 1은 크레인의 파라미터 값이며, 파라미터 값들은 실제 구현하고자 하는 크레인의 사양이다. 본 논문에서는 크레인의 속도에 따른 크레인의 구동 특성을 살펴보고, PD 제어기를 사용하는 제어되는 현상을 관찰한다.

Table 1 Crane parameters

Parameter	Value
Mass of Crane	400 ton
Moment of Inertia of a Mass	$4.6 \times E6 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$
Wheel Tread	25 m
Crane Velocity	2, 3, 4 m/s

3.1 크레인의 속도에 따른 구동 특성

현재 국내 현장에서 사용되고 있는 크레인의 속도는 아직 2m/s 정도밖에 되지 않으며, 외국 컨테이너 터미널의 크레인 속도는 최고 4m/s까지 내고 있다. 현재 국내에서도 최고 4m/s까지 속도를 낼 수 있도록 연구 진행중이다. 본 논문에서는 크레인의 속도를 2, 3, 4m/s로 하여 시뮬레이션 하였다. 본 연구에서 마찰력에 의해 크레인이 평행하지 않음을, 요(Yaw)각의 초기값을 0.001 rad(0.0573°)으로 둬으로써 외란(마찰력)의 영향으로 크레인의 휠셀이 평행하지 않음을 보상하였다.

Fig. 5는 다양한 속도에 따른 크레인의 횡변위의 변화를 나타낸 것이다. 횡변위 진동은 휠플랜지와 레일의 충돌에 의해 발생한다. 그림에서 보면 알 수 있듯이 크레인의 속도가 4m/s일 때, 첫 충돌에 의한 횡변위는 12.7mm에서 12.565mm로 변하므로 휠플랜지와 레일의 충돌에 의한 횡변위 진동폭은 매우 큼을 알 수 있다. 크레인은 충돌하면서 계속 진행할 수는 있지만 횡변위 진동의 발생은 컨테이너의 흔들림제어에 직접적인 영향을 주는 매우 중요한 요소이므로 적절한 제어가 뒤따라야 할 것이다.

Fig. 6는 다양한 속도에 따른 크레인의 요각의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 크레인의 요각은 계단형태로 감소하고, 속도가 증가할수록 동일한 시간내에 더 감소한다. 속도가 증가할수록

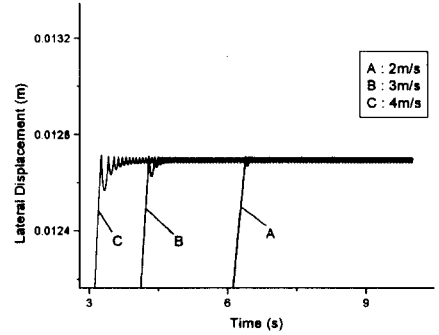


Fig. 5 Lateral displacement according to the various crane velocities

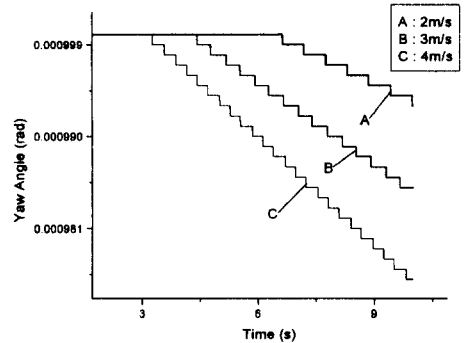


Fig. 6 Yaw angle according to the various crane velocities

횡변위 진동폭은 크지만 요각은 더 작아지므로 적절한 제어는 두 요소를 모두 만족시킬 것이다.

3.2 제어기 설계

앞에서도 언급했듯이 본 논문에서는 제어관점 보다는 운동 특성에 관점을 둔 연구이므로 본 장에서는 단지 제어되는 현상을 보기로 한다. 본 논문에서는 PD 제어기를 사용하였다. 비례게인(Proportional Gain) K_p 는 2×10^7 이고 미분게인(Derivative Gain) K_d 는 9×10^3 이다. 게인이 큰 경우, 노이즈나 외란에 매우 민감하기 때문에 게인값은 작아야 한다. 물론 운동방정식에 근간을 두고 제어기를 설계하였을 경우 게인은 매우 작아질 것이다. 그 연구는 현재 진행중이고 본 논문에서는 단지 제어현상만 본다.

Fig. 7과 8은 제어기 유무에 따른 횡변위와 요각

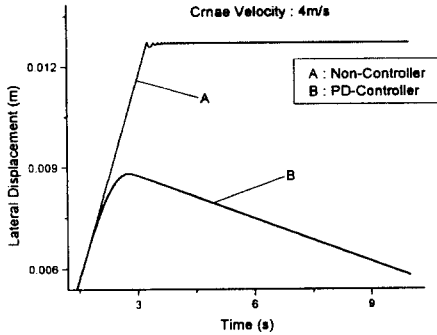


Fig. 7 Comparison of the lateral displacement according to the existence of the controller

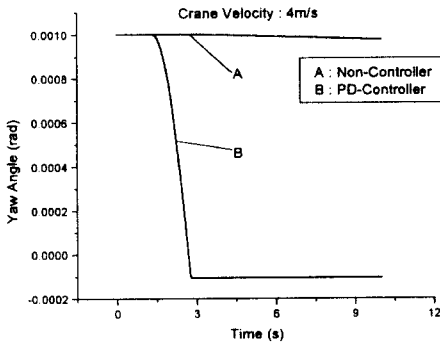


Fig. 8 Comparison of the yaw angle according to the existence of the controller

의 변화를 보여준다. 본 논문에서는 횡변위만을 제어하였다. Fig. 7과 8에서 알 수 있듯이 횡변위에 따른 제어로써 요각의 변화를 어느 정도 제어할 수 있으나 크레인의 보다 정밀한 위치결정을 위해서 횡변위와 요각에 대한 제어가 동시에 이루어져야 할 것이다.

4. 결론

갠트리 크레인의 횡방향(Lateral), 회전방향(Yaw)의 운동방정식을 유도하고, 추종된 모델의 특성을 알아보기 위해 크레인의 다양한 속도에 따른 크레인의 운동을 시뮬레이션해 보았다. 크레인의 속도를 다양하게 하였을 경우, 크레인의 속도가 4 m/s일 때, 휠플랜지와 레일의 첫 충돌에 의한 횡변위 진동폭은 매우 큼을 알 수 있었다. 하지만, 속도가 빠른 만큼

틀어져 있던 요각은 빨리 감소하였다. 앞으로 연구 진행되어 적용될 적절한 제어는 두 요소에 대해 만족스러운 성능을 보여줄 것이다. 또, 간단한 PD 제어기를 적용함으로써 휠플랜지와 레일의 충돌이 일어나지 않아, 횡변위 진동을 막고 요각의 빠른 감소를 확인하였다.

앞으로 운동방정식에 근간을 둔 제어기 개발에 대한 연구를 할 것이다. 크레인의 보다 정밀한 위치결정을 위해 반드시 횡변위와 요각에 대한 제어가 동시에 이루어져야 할 것이다.

후기

본 연구는 해양수산부 및 과학기술부에서 시행하는 연구개발사업인 중점국가과제(첨단항만핵심기술개발) 내용의 일부입니다.

참고문헌

1. H. Li. and R. M. Goodall, "Solid Axle and Independently Rotating Railway Wheelsets - a Control Engineering Assessment of Stability", *Vehicle System Dynamics*, 33(2000), pp. 57-67.
2. R. M. Goodall, "Tilting Trains and Beyond-the Future for Active Railway Suspensions", *Computing & Control Engineering J*, 1999, pp. 221-230.
3. A. H. Wickens, "General Aspects of the Lateral dynamics of Railway Vehicles" *J. of Engineering for Industry and Transportation*, ASME, Series B, 1969, 9(3), pp. 869-878.
4. A. H. Wickens, "The Dynamics of Railway Vehicles-from Stephenson to Carter", *Proc. IMechE Part F*, 1988, 212, pp. 209-217.
5. A. H. Wickens, "The Dynamics of Railway Vehicles on Straight Track : Fundamental considerations of lateral stability", *Proc. of the Institution of Mechanical Engineers*, London, vol 180, 1966, pp. 29-44.
6. 박찬경, 박기준, 박준서, 배대성, "철도차량 동특성 해석을 위한 휠/레일 상호작용의 선형모델링 연구", 한국철도학회 추계학술대회, 1998, pp. 517-524.
7. 한국기계연구원 "무인 갠트리 크레인 설계 및 제어 기술 개발", 2차년도 최종보고서, 2000
8. Herbert. Weinstock, "Analysis of Rail Vehicle Dynamics in Support of Development of the Wheel Rail Dynamics Research Facility"
9. Richard L. Burden, J. Douglas Faires, "Numerical Analysis" fifth edition